

УДК 629.017

Д. М. КЛЕЦ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харків

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА НАПРАВЛЯЮЩИЕ КОЛЕСА, НА ПОКАЗАТЕЛИ УСТОЙЧИВОСТИ И УПРАВЛЯЕМОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Предложенный метод позволяет проводить оценку управляемости и курсовой устойчивости автомобиля с учетом действия гироскопических и стабилизирующих моментов колес.

Ключевые слова: автомобиль, стабилизирующий момент, гироскопический момент.

Введение. Обеспечение функциональной стабильности показателей управляемости и устойчивости автомобилей является одним из важнейших аспектов проблемы повышения безопасности дорожного движения. При исследовании эксплуатационных свойств автомобиля с помощью математической модели актуален вопрос описания взаимодействия колеса с дорогой, поскольку колебания вращающегося колеса, вызываемые различными возмущениями, могут изменять направление его качения.

Анализ последних достижений и публикаций. Вопросам исследования устойчивости и управляемости колёсных машин посвящены работы значительного числа отечественных и зарубежных авторов [1-9]. В работе [6] определено, что в процессе движения автомобиля и колебаний направляющего колеса относительно оси шкворня в общем случае действуют следующие моменты: упругий момент в рулевом управлении, $M_{упр}$; весовой стабилизирующий момент при поперечном наклоне шкворня, $M_{ст}$; момент сопротивления повороту шины, M_{σ} ; стабилизирующий момент шины управляемого колеса, катящегося с уводом, $M_{ш}$; инерционный момент, M_j ; момент трения в подшипниках шкворневого узла, $M_{тр}$; возмущающий момент от дисбаланса управляемого колеса, $M_{возм}$; скоростной стабилизирующий момент, обусловленный равнодействующей боковых сил относительно оси шкворня, $M_{рб}$; момент сопротивления повороту, обусловленный равнодействующей продольных сил относительно оси шкворня, M_{pn} ; гироскопический момент, возникающий во время колебания управляемого колеса относительно продольной оси автомобиля, $M_{гир}$. Все выше перечисленные моменты составляют уравновешенную систему, которую можно записать следующим образом

$$\Sigma M = M_{упр} + M_{ст} + M_{\sigma} + M_{ш} + M_j + M_{тр} + M_{возм} + M_{рб} + M_{pn} + M_{гир}. \quad (1)$$

Как показали исследования Солтуса А.П. и Малова С.С. [6], влияние моментов $M_{рб}$, M_{pn} на величину суммарного момента сопротивления повороту колеса во время его движения незначительно, ими можно пренебречь. В работе [10] показано, что инерционный момент M_j на примере автомобиля ВАЗ-2121 составляет 0,0552 Нм, а для ВАЗ-2109 – 0,0416 Нм, т.е. их также можно не учитывать при расчете. Моменты $M_{упр}$, M_{σ} , $M_{тр}$ могут быть компенсированы водителем путем дополнительного угла поворота рулевого колеса. Таким образом, представляет интерес исследование влияния моментов $M_{гир}$, $M_{возм}$, $M_{ш}$ и $M_{ст}$ на показатели устойчивости и управляемости автомобиля.

© Д. М. Клец, 2013

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является разработка метода оценки влияния моментов, действующих на направляющие колеса автомобиля, на показатели его маневренности.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- оценить влияние гироскопического момента колес автомобиля на его устойчивость против заноса при наезде на неровность;
- исследовать влияние гироскопического момента при повороте колес автомобиля на перераспределение нормальных реакций;
- оценить влияние стабилизирующих моментов шин на показатели управляемости автомобиля.

Влияние гироскопического момента колес автомобиля на его устойчивость против заноса при наезде на неровность. При наезде направляющего колеса на неровность, гироскопические силы вызывают поворачивающий момент в плоскости дороги, который можно определить из следующего соотношения

$$M_{\text{зуп}} = \frac{I_k}{r_k} \cdot V_X \cdot w_k, \quad (2)$$

где V_X - линейная скорость автомобиля;

w_k , r_k - угловая скорость подъема колеса и его радиус;

I_k - момент инерции колеса относительно оси его вращения.

Рассмотрим схему сил, действующих на двухосный автомобиль в тяговом режиме движения (рис. 1б). Занос автомобиля проявляется при появлении углового ускорения $\dot{\omega}_z$ в плоскости дороги. Уравнение вращательного движения автомобиля имеет вид

$$I_{zc} \cdot \dot{\omega}_z = \sum_{i=1}^n R_{\delta i} \cdot x_i = -R_{\delta_1} \cdot a + R_{\delta_2} \cdot b + M_{\text{зуп}}, \quad (3)$$

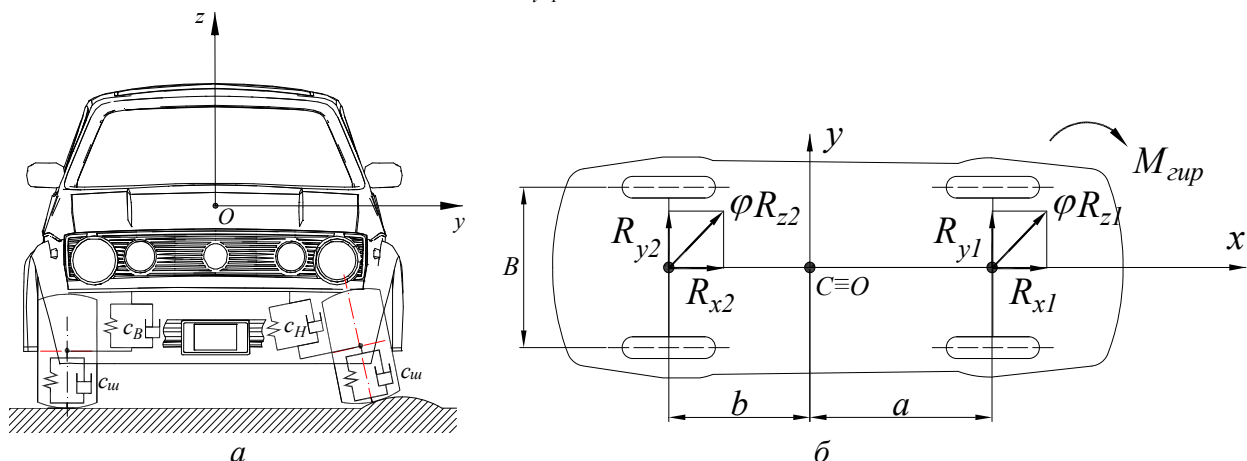


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на двухосный автомобиль с учетом гироскопического момента при разгоне: a , b – координаты проекции центра масс автомобиля на горизонтальной плоскости; B – колея; R_{x1} , R_{x2} , R_{y1} , R_{y2} , R_{z1} , R_{z2} – касательная, боковая и нормальная реакции дороги на колесах передней и задней осей; φ – коэффициент сцепления колес с дорогой: a – вид спереди; b – вид сверху

где n и $R_{\delta i}$ – общее число осей и боковая реакция дороги на i -ой оси автомобиля;
 I_{zc} – центральный момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси.
 Из уравнения (3) получим уравнение парциальных ускорений путем деления левой и правой части на I_{zc}

$$\dot{\omega}_z = \frac{\sum_{i=1}^n R_{\delta i} \cdot x_i}{I_{zc}} = \frac{R_{\delta 1} \cdot a}{I_{zc}} - \frac{R_{\delta 2} \cdot b + M_{sup}}{I_{zc}} = \dot{\omega}_{z \text{ возм}}^{\text{парц}} - \dot{\omega}_{z \text{ стаб}}^{\text{парц}}, \quad (4)$$

где $\dot{\omega}_{z \text{ возм}}^{\text{парц}}$ – возмущающее парциальное угловое ускорение,
 $\dot{\omega}_{z \text{ стаб}}^{\text{парц}}$ – стабилизирующее парциальное угловое ускорение,
 Боковые реакции дороги на осях можно определить как

$$R_{\delta 1} = \sqrt{\varphi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - (m_a \cdot \dot{V} + k \cdot F \cdot V^2) \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L} \right)^2 - K_R^2 \cdot (m_a \cdot \dot{V} + k \cdot F \cdot V^2)^2}; \quad (5)$$

$$R_{\delta 2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + (m_a \cdot \dot{V} + k \cdot F \cdot V^2) \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L} \right)^2 - (1 - K_R)^2 \cdot (m_a \cdot \dot{V} + k \cdot F \cdot V^2)^2}. \quad (6)$$

где K_R, L – коэффициент распределения касательных реакций и база автомобиля;
 h и $k \cdot F$ – высота центра масс автомобиля и фактор обтекаемости;
 \dot{V} и m_a – линейное ускорение и общая масса автомобиля.
 Определим парциальные ускорения с учетом соотношений (5) и (6)

$$\dot{\omega}_{z \text{ возм}}^{\text{парц}} = \frac{a}{m_a \cdot i_z^2} \cdot \sqrt{\varphi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - R_x \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L} \right)^2 - K_R^2 \cdot R_x^2}, \quad (7)$$

$$\dot{\omega}_{z \text{ стаб}}^{\text{парц}} = \frac{b}{m_a \cdot i_z^2} \cdot \sqrt{\varphi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + R_x \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L} \right)^2 - (1 - K_R)^2 \cdot R_x^2} + \frac{I_k \cdot V_X \cdot \omega_{kz}}{r_k \cdot m_a \cdot i_z^2} \quad (8)$$

Коэффициент устойчивости автомобиля равен отношению стабилизирующего момента $M_{\text{стаб}}$ к возмущающему занос моменту $M_{\text{возм}}$

$$K_{\text{уст}} = \frac{M_{\text{стаб}}}{M_{\text{возм}}} = \frac{b}{a} \cdot \frac{\sqrt{\varphi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + R_x \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L} \right)^2 - (1 - K_R)^2 \cdot R_x^2} + \frac{I_k \cdot V_X \cdot \omega_{kz}}{r_k}}{\sqrt{\varphi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - R_x \cdot \frac{h - r_{\partial}}{L} \right)^2 - K_R^2 \cdot R_x^2}} = \frac{\dot{\omega}_{z \text{ стаб}}^{\text{парц}}}{\dot{\omega}_{z \text{ возм}}^{\text{парц}}}. \quad (9)$$

На рис. 2а приведены зависимости коэффициента устойчивости условного заднеприводного автомобиля от его линейной скорости с учетом и без учета действия гироскопического момента. Параметры и условия движения автомобиля приняты следующие: $k \cdot F = 0,58 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; $m = 1500 \text{ кг}$; $\dot{V}_X = 1 \text{ м/с}^2$; $V_X = 0 \dots 27 \text{ м/с}$; $a = 1,3 \text{ м}$; $L = 2,4 \text{ м}$; $i_z = 1,3 \text{ м}$; $\varphi = 0,8$; $h = 0,5 \text{ м}$; $r_{\partial} = 0,29 \text{ м}$; $K_R = 0$; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $\omega_{kz} = 0,05 \text{ с}^{-1}$.

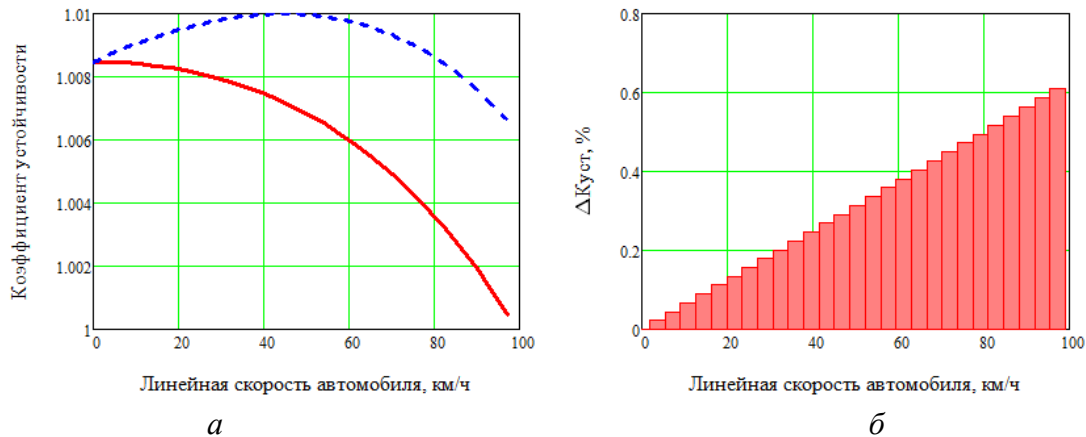


Рисунок 2 – Зависимости коэффициента устойчивости условного заднеприводного автомобиля от его линейной скорости с учетом и без учета действия гироскопического момента: — $K_{уст}$ без учета $M_{зуп}$; - - - $K_{уст}$ с учетом $M_{зуп}$; а – зависимость $K_{уст}(V_x)$; б – уточнение $K_{уст}$ в зависимости от учета $M_{зуп}$

Влияние гироскопического момента при повороте колес автомобиля на перераспределение нормальных реакций. При повороте направляющих колеса в плоскости дороги возникает гироскопический момент $M'_{зуп}$, вызывающий перераспределение нормальных реакций (см. рис. 3)

$$M'_{зуп} = V_X \cdot w_{ky} \cdot I_k / r_k, \quad (10)$$

где w_{ky} - угловая скорость поворота колеса.

Нормальные реакции на внутреннем и наружном колесах определяются из следующих выражений

$$R_{z_B} \cdot B + P_{j_y} \cdot h + P_{w_y} \cdot h_w - P_B \cdot B - 2 \cdot \frac{I_k}{r_\partial} \cdot V_X \cdot \omega_k - m_a \cdot g \cdot \left(\frac{B}{2} - h_{кр} \cdot \psi_{кр} \right) = 0, \quad (11)$$

$$R_{z_H} \cdot B - P_{j_y} \cdot h - P_{w_y} \cdot h_w + P_B \cdot B + 2 \cdot \frac{I_k}{r_\partial} \cdot V_X \cdot \omega_k - m_a \cdot g \cdot \left(\frac{B}{2} + h_{кр} \cdot \psi_{кр} \right) = 0. \quad (12)$$

Решая выражения (11) и (12) относительно R_{z_B} и R_{z_H} , после подстановки зависимостей для определения силы инерции, сопротивления воздуха и восстанавливающей силы, получим

$$\frac{R_{z_B}}{R_{z_H}} = \frac{(c_1 + c_2) \cdot \frac{\psi_{кр}}{B} + 2 \cdot \frac{I_k}{r_\partial \cdot B} \cdot V_X \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + m_a \cdot g \cdot \left(0,5 - h_{кр} \cdot \frac{\psi_{кр}}{B} \right) - \left(m_a \cdot \frac{dV_Y}{dt} + 0,5 \cdot C_y \cdot \rho \cdot F \cdot V_{X_1}^2 \right) \cdot \frac{h}{B}}{-(c_1 + c_2) \cdot \frac{\psi_{кр}}{B} - 2 \cdot \frac{I_k}{r_\partial \cdot B} \cdot V_X \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + m_a \cdot g \cdot \left(0,5 + h_{кр} \cdot \frac{\psi_{кр}}{B} \right) + \left(m_a \cdot \frac{dV_Y}{dt} + 0,5 \cdot C_y \cdot \rho \cdot F \cdot V_{X_1}^2 \right) \cdot \frac{h}{B}}. \quad (13)$$

где c_1 , c_2 и $\psi_{кр}$ – угловые жесткости передней, задней подвесок с учетом угловой жесткости шин и угол крена поддресоренных масс автомобиля.

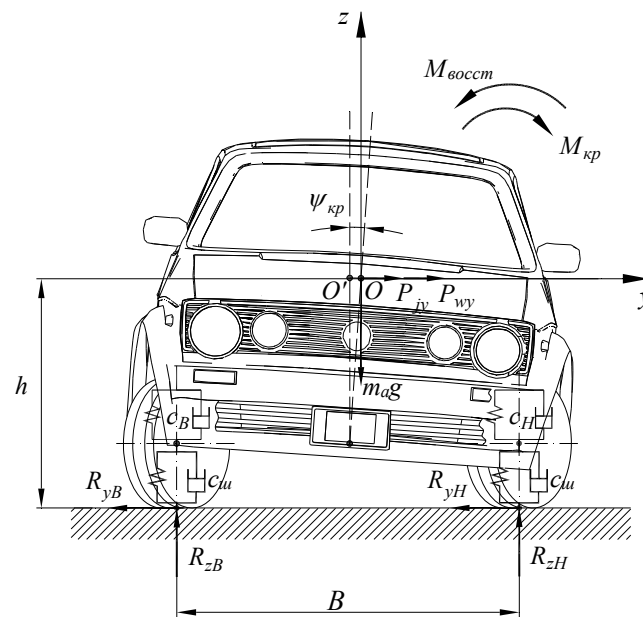


Рисунок 3 – Схема сил, действующих на автомобиль при движении на повороте

Влияние стабилизирующих моментов шин на показатели управляемости автомобиля. В работе [10] предлагается определять весовой стабилизирующий момент из следующей зависимости

$$M_{cm} = R_z \cdot \sin \alpha_{ш} \cdot L_{ш}, \quad (14)$$

где $\alpha_{ш}$ – угол поперечного наклона шкворня, град;

R_z – равнодействующая нормальных реакций опорной поверхности, Н;

$L_{ш}$ – плечо действия силы, м

В работе [6] приведена следующая зависимость для определения стабилизирующего момента

$$M_{ш} = \frac{k_{ш} \cdot c_{\omega} \cdot \Theta_A}{3} \cdot \left[1 - \left(\frac{\delta - \Theta}{\Theta_B - \Theta_A} \right)^2 \right], \quad (15)$$

где $k_{ш}$ – коэффициент пропорциональности, зависящий от типа шины, $k_{ш} = 1,05 \dots 1,32$;

c_{ω} – угловая жесткость шины относительно вертикальной оси, Н·м/град;

δ и Θ – угол увода и угол поворота направляющих колес, град;

Θ_A и Θ_B – углы поворота направляющих колес, характеризующие начало и конец криволинейного участка функции $M_{ш} = f(\Theta)$, град.

Уравнение парциальных ускорений автомобиля с задними ведущими колесами на повороте имеет следующий вид

$$\dot{\omega}_z = \frac{R_{\delta_1} \cdot a \cdot \cos \bar{\alpha}}{I_{zc}} - \frac{R_{k_1} \cdot a \cdot \sin \bar{\alpha} + R_{\delta_2} \cdot b + M_{ш} + M_{cm}}{I_{zc}} = \dot{\omega}_{z_{пов}}^{парц} - \dot{\omega}_{z_{сomp}}^{парц}, \quad (16)$$

где $\dot{\omega}_{z_{нов}}^{парц}$ – поворачивающее парциальное угловое ускорение;

$\dot{\omega}_{z_{сопр}}^{парц}$ – парциальное угловое ускорение сопротивления повороту.

Суммарные боковые реакции на колесах передней и задней осей заднеприводного автомобиля с учетом бокового увода определены в работе [7]. С учетом их зависимости для определения парциальных ускорений примут следующий вид

$$\dot{\omega}_{z_{нов}}^{парц} = \left\{ \left[\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) + V_{x_1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) \right] \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{b}{L} \cdot \frac{tg\bar{\alpha} - \delta_1}{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} - \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot V^2_{x_1} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right\} \cdot \frac{a}{i_z^2} + R_{k_1} \cdot \frac{a \cdot \sin \bar{\alpha}}{m_a \cdot i_z^2} \quad (17)$$

$$\dot{\omega}_{z_{сопр}}^{парц} = R_{k_1} \cdot \frac{a \cdot \sin \bar{\alpha}}{m_a \cdot i_z^2} + \left\{ \left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} - \frac{a}{L} \cdot \frac{\delta_2}{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1} \right) \cdot \left[\frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) + \right. \right. \\ \left. \left. + V_{x_1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) \right] + \frac{a}{L^2} \cdot V^2_{x_1} \cdot (tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) \right\} \cdot \frac{b}{i_z^2} + \frac{M_{uw}}{m_a \cdot i_z^2} + \frac{M_{cm}}{m_a \cdot i_z^2} \quad (18)$$

Приведенное ниже соотношение позволяет на этапе проектирования оценить управляемость заднеприводных автомобилей по парциальным угловым ускорениям стабилизирующих моментов шин

$$\dot{\omega}_z = \frac{dV_{x_1}}{dt} \cdot \frac{tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1}{L} + \frac{V_{x_1}}{L} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) - \frac{M_{uw}}{m_a \cdot i_z^2} - \frac{M_{cm}}{m_a \cdot i_z^2}. \quad (19)$$

На рис. 4 приведены зависимости углового ускорения автомобиля в плоскости дороги от угла поворота направляющих колес с учетом и без учета стабилизирующих моментов M_{cm} и M_{uw} .

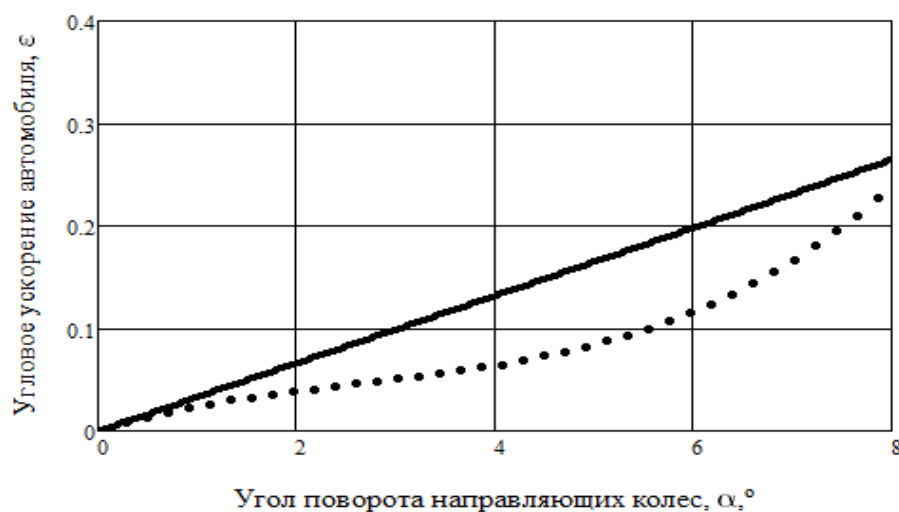


Рисунок 4 – Зависимость углового ускорения автомобиля в плоскости дороги от угла поворота направляющих колес: с учетом M_{cm} и M_{uw} ; — без учета M_{cm} и M_{uw}

Выводы. Предложенный метод позволяет проводить оценку управляемости и курсовой устойчивости автомобиля с учетом действия гироскопических и стабилизирующих моментов колес. Гироскопический момент повышает коэффициент устойчивости с ростом скорости до 0,6%. Учет гироскопического момента, возникающего при повороте направляющих колес, уточняет распределение нормальных реакций до 0,5%. Учет стабилизирующих моментов шины позволяет уточнить определение угловых ускорений автомобиля в плоскости дороги. При повороте направляющих колес на 2° угловое ускорение условного автомобиля с учетом $M_{ст}$ и $M_{ш}$ составляет $0,04 \text{ с}^{-2}$; а без учета указанных моментов $0,06 \text{ с}^{-2}$.

Список литературы: 1. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я.Х. Закин. – М.: Транспорт, 1986. – 136 с. 2. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов – М: Машиностроение, 1971. – 416 с. 3. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко / Под ред. М.А.Подригало. - Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с. 4. Подригало М.А. Управляемость и устойчивость автомобиля. Определение понятий / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 11. – с. 22 – 23. 5. Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А., Павленко В.А., Файст В.Л., Клец Д.М., Редько В.В. Динамика автомобиля. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 426 с. 6. Солтус А.П., Малов С.С. Исследование составляющих момента сопротивления повороту управляемых колес автомобиля во время движения. // Автомобильная промышленность. – М., 1978. – №11. 7. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Карпенко и др. / Под ред. М.А. Подригало. – Харьков ХНАДУ, 2003. – 614 с. 8. Электронные системы контроля устойчивости: ECE/TRANS/180/ Add.8 – [Введены в Глобальный регистр. 2008 – 06 – 26] – Женева: Глобальный регистр. Организация объединённых наций, 2008. – 116 с. 9. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля / Д.Р. Эллис // – М: Машиностроение, 1975.–216 с. 10. Яценко Д.М. Вибір та обґрунтування параметрів керуючого колісного модуля автомобілів категорії М1 - Автореф. дис... канд.техн.наук. – К., 2013. – 21 с. 11. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины / В. И. Кнороз. – М.: Транспорт, 1976. – 237 с.

Надійшла до редколегії 28.04.2013

УДК 629.017

Оценка влияния моментов, действующих на направляющие колеса, на показатели устойчивости и управляемости автомобиля / Д. М. Клец // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 149–155. – Бібліогр.: 11 назв.

Запропонований метод дозволяє проводити оцінку керованості і курсової стійкості автомобіля з урахуванням дії гіроскопічних, а також стабілізуючих моментів коліс.

Ключові слова: автомобіль, стабілізуючий момент, гіроскопічний момент.

The proposed method makes it possible to assess the handling and stability estimation with the action of wheels gyroscopic and stabilizing moments.

Key words: vehicle, stabilizing moment, gyroscopic moment.